

АВТОМАТИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА СТАТИЧЕСКИ НЕУРАВНОВЕШЕННОГО РОТОРА, УСТАНОВЛЕННОГО В КОРПУСЕ НА УПРУГИХ ОПОРАХ

О.Ю. Суменков

Томский политехнический университет,

E-mail: oys5@tpu.ru

Введение

Основным принципом работы пассивных автобалансирующих устройств является эффект «самоцентрирования», заключающийся в способности подвижных корректирующих масс на определенных частотах вращения ротора занимать положение, компенсирующее дисбаланс. В качестве корректирующих масс используются кольца, шары, ролики, маятники, сегменты, жидкость, сыпучие материалы. Большой вклад в развитие теории и практики автобалансирующих устройств внесли учёные Томского политехнического университета В.П. Нестеренко [1], В.А. Дубовик, В.М. Замятин, Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев [2-3].

Целью настоящих исследований является доказательство возможности расширения границ применения пассивных автобалансирующих устройств за счет изменения параметров механической системы, в частности за счет выбора жесткостей упругих опор корпуса, в котором установлен статически неуравновешенный ротор с маятниковым автобалансиром.

Динамическая модель ротора с корпусом на упругих опорах и маятниковым автобалансиром. Уравнения движения динамической модели

Для исследований выберем динамическую модель, изображенную на рис. 1. У этой модели статически неуравновешенный ротор 1, имеющий форму диска, закреплен на валу, который в свою очередь жестко установлен в корпусе 2. Вал, ротор и корпус в этой модели являются абсолютно твердыми телами. Корпус модели закреплен на неподвижном основании с помощью 4-х вертикальных и 4-х горизонтальных невесомых упругих опор 4. На валу по разные стороны ротора подвешены два маятника массы m и длины l каждый 3. Маятники имеют возможность свободно вращаться относительно вала ротора. Положение динамической модели определялось относительно неподвижной системы отсчета $Oxyz$.

За обобщенные координаты, описывающие положение ротора и корпуса, приняты: y_1, z_1 – перемещения геометрического центра ротора O_1 относительно неподвижных осей координат и θ – угол поворота модели относительно оси y_1 , проходящей через геометрический центр ротора параллельно оси y . Положение маятников определялось углами φ_1 и φ_2 , отсчитываемыми относительно оси y_1 , параллельной оси y . Угол собственного вращения ротора обозначен – φ .

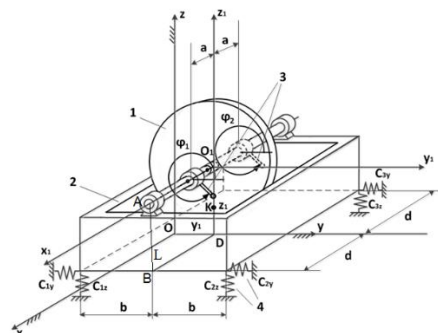


Рис. 1. Динамическая модель ротора, установленного в корпусе на упругих опорах.

При выводе уравнений движения исследуемой модели предполагалось, что демпфирование в основном происходит в упругих опорах ротора, а обобщенные силы сопротивления вращению маятников имеют вид:

$$Q_{\varphi_1} = k_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}) + \frac{1}{2} \text{sgn}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}) k_2 R_1 d;$$

$$Q_{\varphi_2} = k_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}) + \frac{1}{2} \text{sgn}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}) k_2 R_2 d,$$

где: k_1 – коэффициент «вязкого» трения в опоре маятника; k_2 – коэффициент «сухого» трения в опоре маятника; R_1, R_2 – радиальная нагрузка в опорах маятников; d – диаметр вала.

Дифференциальные уравнения, описывающие движение динамической модели, имеют вид:

$$1. M\ddot{y}_1 + M_k H \ddot{\theta} - m l \ddot{\varphi}_1 \sin \varphi_1 - m l \ddot{\varphi}_2 \sin \varphi_2 + 4\mu_y \dot{y}_1 + 4\mu_y L \dot{\theta} + 4c_y y_1 + 4c_y L \theta = M_p e \dot{\varphi}^2 \cos \varphi + M_p e \ddot{\varphi} \sin \varphi + m l \dot{\varphi}_1^2 \cos \varphi_1 + m l \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2;$$

$$2. M\ddot{z}_1 + m l \ddot{\varphi}_1 \cos \varphi_1 + m l \ddot{\varphi}_2 \cos \varphi_2 + 4\mu_z \dot{z}_1 + 4c_z z_1 = M_p e \dot{\varphi}^2 \sin \varphi - M_p e \ddot{\varphi} \cos \varphi + m l \dot{\varphi}_1^2 \sin \varphi_1 + m l \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2;$$

$$3. (J_p + J_{k1}) \ddot{\theta} + M_k H \ddot{y}_1 + 4\mu_y L \dot{y}_1 + 4(\mu_z b^2 + \mu_y L^2) \dot{\theta} + 4c_y L y_1 + 4(c_z b^2 + c_y L^2) \theta = 0;$$

$$4. m l^2 \ddot{\varphi}_1 - m l \ddot{y}_1 \sin \varphi_1 + m l \ddot{z}_1 \cos \varphi_1 = k_1(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_1) + \frac{1}{2} \text{sgn}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_1) k_2 R_1 d - m g l \cos \varphi_1;$$

$$5. m l^2 \ddot{\varphi}_2 - m l \ddot{y}_1 \sin \varphi_2 + m l \ddot{z}_1 \cos \varphi_2 = k_1(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_2) + \frac{1}{2} \text{sgn}(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_2) k_2 R_2 d - m g l \cos \varphi_2.$$

Здесь использованы обозначения: M_p, J_p – масса и момент инерции ротора относительно оси x_1 ; M_k, J_k – масса и момент инерции корпуса относительно оси, проходящей через центр масс корпуса параллельно оси x_1 ; $M = M_p + M_k + 2m$; $J_{k1} = J_k + M_k H^2$; $H = \frac{1}{2} K, L, b$ – геометрические размеры (рис. 1); e – дисбаланс ротора; c_y, c_z – жесткость опоры корпуса в горизонтальном и

вертикальном направлении; μ_y, μ_z – коэффициенты демпфирования в горизонтальном и в вертикальном направлении; g – ускорение свободного падения.

Моделирование процесса автоматической балансировки

Моделирование процесса автоматической балансировки статически неуравновешенного ротора, жестко закрепленного в корпусе на упругих опорах, заключался в численном интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих движение динамической модели при разгоне ротора и в установившемся режиме.

При расчете использовались следующие исходные данные: $M_p = 20$ кг; $M_k = 75$ кг; $J_p = 0,4$ кг·м²; $J_k = 3,25$ кг·м²; $J_p + J_{k1} = 4,0$ кг·м²; $c_y = 0,25 \cdot 10^5$ Н/м; $c_z = 1,5 \cdot 10^5$ Н/м; $H = 0,1$ м; $b = 0,3$ м; $L = 0,3$ м; $e = 1,0 \cdot 10^{-4}$ м; $m = 0,04$ кг;

$l = 0,05$ м; $d = 0,04$ м; $\mu_y = 2,84$ Н·с/м; $\mu_z = 1,33$ Н·с/м; $k_1 = 0,0015$ Н·м·с; $k_2 = 0,0015$. При разгоне принималось $\varepsilon = 50$ рад/с²; $\omega = 50t$ рад/с; $\varphi = 25t^2$ рад. При $\omega = 150$ рад/с, $\varphi = \omega(t - t_1/2)$, где t_1 – время разгона. Для выбранных исходных данных собственные частоты колебаний динамической модели составили: $\omega_1 = 33,4$ рад/с; $\omega_2 = 91,8$ рад/с;

$\omega_3 = 120,4$ рад/с. Параметры маятников и жесткости упругих опор корпуса подбирались таким образом, чтобы рабочая угловая скорость ротора $\omega = 150$ рад/с попала в зону устойчивой работы автобалансира. Численное интегрирование уравнений после приведения их к стандартной форме осуществлялось в среде Matlab с использованием процедуры ode15s. В результате расчета были получены законы разгона маятников и ротора, закон движения маятников относительно дисбаланса, проведено сравнение амплитуд колебаний центра масс ротора с автобалансиром и без него при разгоне и при установившемся движении.

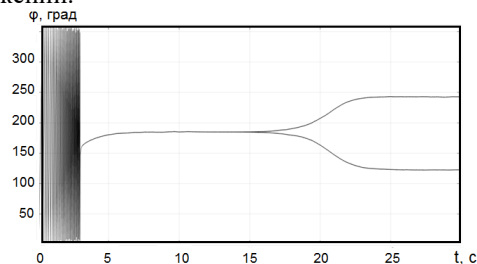


Рис. 2. Изменения углов установки маятников по отношению к дисбалансу.

На рис. 2 показаны углы установки маятников по отношению к дисбалансу. Видно, что через 20 секунд после начала движения маятники стали раздвигаться и компенсировать дисбаланс. Сравнение амплитуд колебаний центра масс ротора с автобалансиром и без автобалансира в установившемся режиме движения ротора приведено на рис. 3.

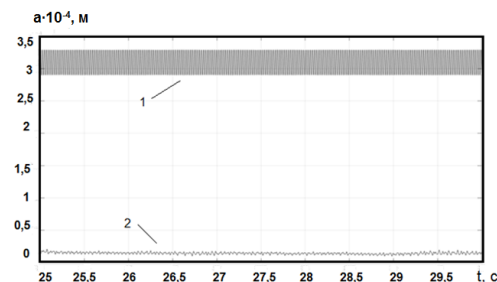


Рис. 3. Амплитуды колебаний центра масс ротора в установившемся режиме:

1 – без автобалансира; 2 – с автобалансиром.

Выводы

Проведено моделирование автобалансирующего процесса статически неуравновешенного ротора в форме диска, жестко закрепленного в корпусе на упругих опорах. Балансировка осуществлялась с помощью двух маятников, установленных на валу по обеим сторонам ротора с возможностью свободного вращения. Предварительно подбирались параметры маятников и рассчитывались зоны устойчивой работы автобалансира. Моделирование показало, что автобалансирующий процесс действительно имеет место в искусственно созданных зонах устойчивости за счет выбора жесткостей упругих опор корпуса. Показано, что маятники на рабочей скорости ротора раздвигаются и устанавливаются напротив дисбаланса, компенсируя неуравновешенность, и с определенного момента, когда маятники устанавливаются напротив дисбаланса, амплитуды колебаний ротора с автобалансиром становятся намного меньше амплитуд колебаний ротора без автобалансира (больше, чем на порядок). Таким образом, доказано, что автоматическая балансировка может происходить не только на скоростях выше критической скорости ротора, но в резонансных зонах упруго-установленного корпуса, в котором закреплен ротор.

Список использованной литературы:

1. Нестеренко В.П. Автоматическая балансировка роторов приборов и машин со многими степенями свободы // Томск: Изд-во Томского ун-та, 1985. – с 82.
2. Дубовик В.А., Пашков Е.Н. Устойчивость стационарного вращения неуравновешенного ротора с жидким автобалансирующим устройством на гибком валу // Изв. Томского политех. ун-та, 2007. – Т. 311. – № 2. – с 12-14.
3. Дубовик В.А., Замятин В.М., Зиякаев Г.Р. Стационарное вращение неуравновешенного ротора на гибком валу с маятниковыми подвесками // Изв. Томского политех. ун-та, 2009. – Т. 314. – № 2. – с. 44-48.